**Индивидуальное задание**

по дисциплине «Детали машин и ПТМ»

Тема: «Кинематический расчет привода ленточного конвейера и расчет

червячной передачи»

**1. Исходные данные**

Тип редуктора – червячный

Сила полезного сопротивления на ленте редуктора F=8 кН

Скорость движения ленты V=0,6 м/с

Диаметр барабана конвейера D= 0,4 м

Материал червячного вала – Сталь 40ХН (закалка)

Материал червячного колеса – БрА10Ж4Н4

**2. Кинематическая схема привода ленточного конвейера**

Рисунок 2.1 Кинематическая схема привода ленточного конвейера

**3. Выбор электродвигателя и кинематический расчет**

3.1 Общий КПД привода ленточного конвейера.

Принимаем КПД червячного редуктора = 0,9 [1, c. 5]

Коэффициент, учитывающий потери пары подшипников качения =0,99 [1, c. 5]

КПД открытой цепной передачи =0,92 [1, c. 5]

КПД открытой ременной передачи =0,97 [1, c. 5]

Потери в опорах вала приводного барабана =0,99 [1, c. 5]

3.2 Определяем мощность на валу барабана

, кВт

3.3 Определяем требуемую мощность электродвигателя

, кВт

Выбираем стандартный асинхронный электродвигатель серии 4А, закрытый обдуваемый мощностью Р=7,5 кВт с синхронной частотой вращения 1500 об/мин 4А132S4УЗ и скольжением s=3,0%. Номинальная частота вращения вала двигателя =1500-0,030 1500=1455 об/мин.

3.4 Определяем угловую скорость вала двигателя

, рад/с

3.5 Определяем угловую скорость барабана

, рад/с

3.6 Определяем общее передаточное отношение

Из рекомендаций [1, c. 7] принимаем передаточное отношение редуктора Uред = 8; цепной передачи передачи Uц = 3 ; ременной передачи Uр = 2,115.

 Проверка выполнена

3.7 Определяем результаты кинематических расчетов на валах

Вал А:

Частота вращения вала об/мин

Угловая скорость рад/с

Мощность на валу кВт

Крутящий момент Н м

Вал Б:

Частота вращения вала об/мин

Угловая скорость рад/с

Мощность на валу кВт

Крутящий момент Н м

Вал В:

Частота вращения вала об/мин

Угловая скорость рад/с

Мощность на валу кВт

Крутящий момент Н м

Вал Г:

Частота вращения вала об/мин

Угловая скорость рад/с

Мощность на валу кВт

Крутящий момент Н м

Результаты кинематических расчетов сведены в таблицу 3.1

Таблица 3.1 Результаты кинематических расчетов

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Вал | Угловая скорость , рад/с | Частота вращения п, об/мин | Мощность на валу Р, кВт | Крутящий момент Т, Н м |
| А | 152,3 | 1455,0 | 6,150 | 40,38 |
| Б | 72,0 | 687,8 | 5,970 | 82,90 |
| В | 9,0 | 85,9 | 5,267 | 585,0 |
| Г | 3,0 | 28,6 | 4,800 | 1600 |

Проверка кН м =1600 Н м

Условие выполнено

**4. Расчет зубчатых колес редуктора**

4.1 Число витков червяка Z1 принимаем в зависимости от передаточного числа: при Uред = 8 принимаем Z1 = 4 [1, с 55]

Тогда число зубьев червячного колеса:

Z2 = Z1 U = 4 8 = 32

При этом проверка выполнена

4.2 Материал червячного вала – 40ХН с твердостью после закалки не менее 45 HRC [1, с. 35]. Материал венца червячного колеса - БрА10Ж4Н4.

Предварительно принимаем скорость скольжения в зацеплении

 Vз= 4м/с. [1, с 68]

Тогда при длительной работе допускаемое контактное напряжение

[ ]=175 МПа [1, с. 68].

Допускаемое напряжение изгиба для нереверсивной работы

[ ]=KFL [ ]

В этой формуле KFL=0,543 при длительной работе;

[ ]=101 МПа [1, с. 66].

[ ] = 0,543 101 = 54,8 МПа

 Принимаем предварительно коэффициент диаметра червяка q=8. [1, c 55]

4.3 Принимаем предварительно коэффициент нагрузки К=1,2. [1, c 369]

Определяем межосевое расстояние из условия контактной выносливости

, мм

где Т3 – крутящий момент на ведомом валу редуктора Т3 = ТВ = 585 Н м (см. табл. 3.1)

К - коэффициент нагрузки К=1,2 [1, c 369]

Z2 – число зубьев ведомого колеса

мм

Модуль

мм

Принимаем по ГОСТ 2144-76 стандартные значения т=8 мм; q=8

Межосевое расстояние при стандартных значениях т и q:

мм

4.4 Основные размеры червяка

делительный диаметр червяка

d1 =q m =8 8 =64 мм

диаметр вершин витков червяка

 мм

диаметры впадин витков червяка

мм

длина нарезанной части шлифованного червяка

мм

Принимаем в1 = 130 мм.

Делительный угол подъема витка при Z1 = 4 и q=8 =26 34’ [1, с. 57].

4.5 Основные размеры венца червячного колеса:

делительный диаметр червячного колеса

мм

диаметр вершин зубьев червячного колеса

мм

диаметры впадин зубьев червячного колеса

мм

наибольший диаметр колеса

мм

ширина венца червячного колеса

мм

Окружная скорость червяка

м/с,

где п1 – частота вращения червячного вала, п1 = пБ = 687,8 об/мин (см. табл. 3.1)

Скорость скольжения

м/с

при этой скорости [ ]=184 МПа

погрешность составит .%, что в пределах допускаемых отклонений [1, с 62].

4.6 Расчет контактных напряжений [ ]:

Выбираем 7-ю степень точности передачи, при этом Кv=1,0 [1, с. 65].

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки определяем по формуле [1, c 64]

,

где – коэффициент деформации червяка при q=8 и z=4 =47 [1, с. 64].

х- вспомогательный коэффициент х=0,6 [1, с. 65].

Коэффициент нагрузки

Проверяем контактное напряжение по формуле

МПа

Полученный результат больше допускаемого напряжения на %, что свидетельствует о перегрузке в допускаемых пределах [1, c 62]. Уточняем ширину венца червячного колеса:

мм

Принимаем ширину венца b = 65 мм

4.7 Проверка прочности зубьев червячного колеса на изгиб.

Эквивалентное число зубьев

Коэффициент формы зуба YF =2,37 [1, с. 63].

Напряжение изгиба

 МПа

что значительно меньше вычисленного ранее [ ]=54,8 МПа

Условие выполнено.

4.8 Результаты расчетов зубчатых колес сведены в таблицу 4.1

Таблица 4.1 Основные характеристики зацепления

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| № п/п | Параметр | Червячный вал | Червячное колесо |
| 1. | Межосевое расстояние, мм | 160 |
| 2. | Модуль,мм | 8 |
| 3. | Число зубьев | 4 | 32 |
| 4. | Делительный диаметр, мм | 64 | 256 |
| 5. | Диаметр вершин зубьев, мм | 80 | 272 |
| 6.  | Диаметры впадин, мм | 44,8 | 236,8 |
| 7. | Наибольший диаметр колеса, мм | \_\_\_ | 284 |
| 8. | Длина нарезанной части шлифованного червяка, мм | 155 | \_\_\_ |
| 9. | Ширина венца червячного колеса, мм | \_\_\_ | 65 |
| 10. | Материал | Сталь 40ХН | БрА10Ж4Н4 |
| 11. | Допускаемое контактное напряжение, МПа | 184 |
| 12 | Расчетное контактное напряжение, МПа | 191 |
| 13. | Допускаемое напряжение изгиба, МПа | \_\_\_\_ | 54,8 |
| 14. | Расчетное напряжение изгиба, МПа | \_\_\_\_ | 7,66 |

**5. Литература**

1. Чернавский С.А. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для учащихся машиностроительных специальных техникумов – М.: Машиностроение, 1988.